

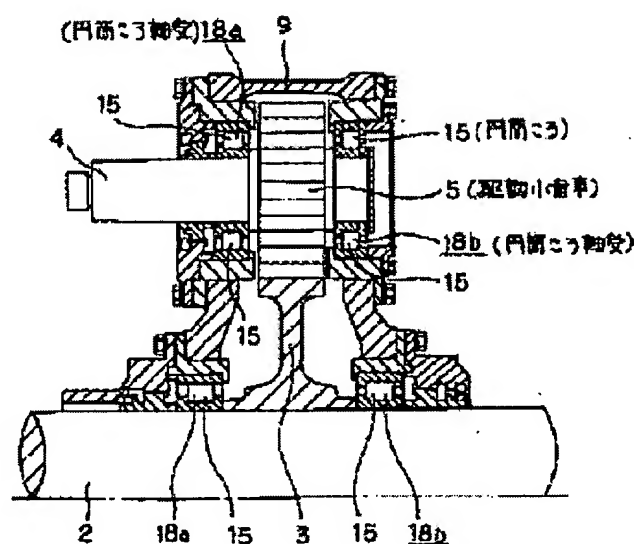
## ROTATIONAL SUPPORTING APPARATUS

**Patent number:** JP2002070874  
**Publication date:** 2002-03-08  
**Inventor:** SHIROSAKI YOSHIHIKO; IDE YOSHIRO  
**Applicant:** NSK LTD  
**Classification:**  
 - international: **F16C19/36; F16C33/34; F16C33/58; F16H1/08; F16C19/22; F16C33/30; F16C33/58; F16H1/04; (IPC1-7): F16C33/58; F16C19/36; F16C33/34; F16H1/08**  
 - european:  
**Application number:** JP20000257344 20000828  
**Priority number(s):** JP20000257344 20000828

Report a data error here

### Abstract of JP2002070874

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To provide a rotational supporting apparatus which attains improvement of durability by preventing damage due to galling, seizure, unusual wear and the like, even under high speed operation with severe lubricating conditions. **SOLUTION:** A driving pinion 5 which is a helical gear having a helix angle of 6 to 25 degrees is supported by cylindrical roller bearings 18a, 18b with collar. The cross-sectional shape of the inside surface of the collar is of straight line type, and further this inside surface is inclined at 15 to 65 minutes as moved off toward the outside diameter side with respect to the direction extending away from an axial direction of a bearing ring upon which the collar is mounted. Moreover, on the portion of the inside surface opposing an axial direction end surface of a cylindrical roller 15, crowning having a radius of curvature of 25 to 100 times of the diameter of the cylindrical roller is provided.



Data supplied from the esp@cenet database - Worldwide

BEST AVAILABLE COPY



(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2002-70874

(P2002-70874A)

(43) 公開日 平成14年3月8日(2002.3.8)

(51) Int.Cl.<sup>7</sup>

識別記号

F I

テマコード(参考)

F 1 6 C 33/58

F 1 6 C 33/58

3 J 0 0 9

19/36

19/36

3 J 1 0 1

33/34

33/34

F 1 6 H 1/08

F 1 6 H 1/08

審査請求 未請求 請求項の数 3 O L (全 10 頁)

(21) 出願番号

特願2000-257344(P2000-257344)

(22) 出願日

平成12年8月28日(2000.8.28)

(71) 出願人 000004204

日本精工株式会社

東京都品川区大崎1丁目6番3号

(72) 発明者 城崎 喜彦

神奈川県藤沢市鵠沼神明一丁目5番50号

日本精工株式会社内

(72) 発明者 井手 義郎

神奈川県藤沢市鵠沼神明一丁目5番50号

日本精工株式会社内

(74) 代理人 100087457

弁理士 小山 武男 (外1名)

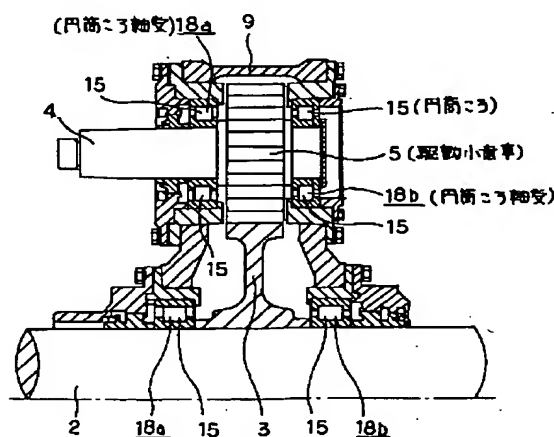
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 回転支持装置

(57) 【要約】

【課題】 潤滑条件の厳しい状態で高速運転される様な場合でも、かじり、焼き付き、異常摩耗等の損傷を防止して、耐久性向上を図る。

【解決手段】 振れ角が6~25度のはずば歯車である駆動小歯車5を、鍔付の円筒ころ軸受18a、18bにより支持する。この鍔の内側面の断面形状は直線であり、且つこの内側面は、外径側に向かう程この鍔部を設けた軌道輪の軸方向外方に向かう方向に、15~65分傾斜している。又、円筒ころ15の軸方向端面で上記鍔の内側面に対向する部分に、円筒ころ15の直径の25~100倍の曲率半径のクラウニングを施している。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 その外周面に固定したはすば歯車と共に回転する回転軸と、この回転軸を固定部分に対し回転自在に支持する為の転がり軸受とを備え、この転がり軸受は、転動体が円筒ころであって、この円筒ころの軸方向端面と軌道輪の周面端面に設けた鏝部の内側面との係合に基づいてアキシアル荷重を支承する円筒ころ軸受であり、上記はすば歯車の捩れ角が6～25度であり、上記鏝部の内側面の断面形状は直線であり、且つこの内側面は、外径側に向かう程この鏝部を設けた軌道輪の軸方向外方に向かう方向に傾斜しており、上記円筒ころの軸方向端面上に上記鏝部の内側面に対向する部分にクラウニングが施されている事を特徴とする回転支持装置。

【請求項2】 鏝部の内側面が、この鏝部を設けた軌道輪の中心軸に対し直交する仮想平面に対し傾斜している角度が15～65分であり、円筒ころの軸方向端面のクラウニングの半径が、この円筒ころの直径の25～100倍である、請求項1に記載した回転支持装置。

【請求項3】 鏝部の内側面と円筒ころの軸方向端面とが、この鏝部の内側面のうちの径方向中央付近で互いに当接する、請求項1～2の何れかに記載した回転支持装置。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【発明の属する技術分野】この発明に係る回転支持装置は、各種機械装置を構成する減速機等の歯車伝達装置に組み込み、この歯車伝達装置を構成するはすば歯車を固定した回転軸を、ハウジング等の固定部分に回転自在に支持する。

## 【0002】

【従来の技術】図10は、実開昭64-38351号公報に記載された、鉄道車両用駆動装置を示している。両端部に車輪1、1を固定した車軸2の中間部に固定した従動大歯車3と、駆動軸4の中間部に固定した駆動小歯車5とを噛み合せている。この駆動軸4は、駆動モータ6の出力軸7により、継手8を介して回転駆動自在としている。走行時には、この駆動モータ6への通電に基づいて上記車輪1、1を固定した車軸2を、上記継手8、駆動軸4、駆動小歯車5、従動大歯車3を介して回転駆動する。

【0003】この様な鉄道車両用駆動装置を構成する、上記駆動小歯車5及び従動大歯車3は、噛み合部で発生する騒音並びに振動の低減等を目的として、はすば歯車を使用している為、上記両歯車5、3同士のカギ合部では、ラジアル荷重の他にアキシアル荷重も発生する。従って、上記駆動小歯車5を固定した状態で回転する上記駆動軸4をハウジング9に対し回転自在に支持する為の転がり軸受は、ラジアル荷重だけでなく、アキシアル荷重も支承できるものでなければならない。この為従来は、上記駆動軸4を上記ハウジング9に対し、接触角の

方向を互いに異ならせた、少なくとも1対の円すいころ軸受により支承していた。ところが、円すいころ軸受により上記駆動軸4を支承した場合には、この円すいころ軸受の隙間調整が非常に面倒になる。特に、上記ハウジング9部分の温度は、季節変化により、更には走行時に上記駆動モータ6が発生する熱の影響等により、大きく変化する。この様な大きな温度変化に拘らず、上記円すいころが焼き付いたり、或はがたついたりしない様にするには、この円すいころの内部隙間の調整を厳密に行なう必要がある。この為、作業に熟練を要し、しかも作業時間が長くなる事が避けられない。

【0004】この様な面倒を解消する為、前記実開昭64-38351号公報には、上記駆動軸4を上記ハウジング9に支承する為、円筒ころ軸受と4点接触型の玉軸受とを組み合わせ、回転支持装置に関する発明が記載されている。図11は、上記公報に記載された回転支持装置を示している。回転軸である駆動軸4は、その中間部外周面に固定したはすば歯車である駆動小歯車5と共に回転する。固定部分であるハウジング9と、上記駆動軸4の中間部及び先端部（図11の右端部）との間には、円筒ころ軸受10と4点接触型の玉軸受11とを設けて、上記駆動軸4を上記ハウジング9に対し回転自在に支承している。又、上記駆動小歯車5と噛み合した、やはりはすば歯車である従動大歯車3を固定した車軸2も、上記ハウジング9に対し、やはり円筒ころ軸受10aと4点接触型の玉軸受11aとにより支承している。

【0005】上述の様な円筒ころ軸受10、10aと4点接触型の玉軸受11、11aとを組み合わせ、回転支持装置の場合、駆動軸4又は車軸2とハウジング9との間に作用するラジアル荷重は上記円筒ころ軸受10、10aと玉軸受11、11aとにより支承し、同じくアキシアル荷重は玉軸受11、11aにより支承する。

## 【0006】

【発明が解決しようとする課題】上述の様な実開昭64-38351号公報に記載された回転支持装置の場合、回転支持の為の転がり軸受を円すいころ軸受から円筒ころ軸受10、10a及び4点接触型の玉軸受11、11aに変える事で、組み付け作業性の向上を果たせるが、コストが高まり、しかも大型化する事が避けられない。この理由は、次の通りである。

【0007】先ず、4点接触型の玉軸受11、11aは、内輪又は外輪（図11の例では外輪）を二つ割れ構造にすると共に、内輪の外周面に形成した内輪軌道及び外輪の内周面に形成した外輪軌道の断面形状を、ゴシックアーチの如き特種な形状にする必要がある。この為、上記内輪軌道及び外輪軌道の加工が面倒で、玉軸受11、11aのコストが高まる事が避けられない。

【0008】しかも、4点接触型の玉軸受11、11aは、ラジアル荷重に加えてアキシアル荷重も支承できるとは言え、その負荷容量は円すいころ軸受に比べれば小

さい。この為、十分に負荷容量を確保しようとした場合には、上記各玉軸受11、11aとして、円すいころ軸受よりも大型のものを使用する必要がある。この結果、これら各玉軸受11、11aと上記円筒ころ軸受10、10aとの中心間距離が、1対の円すいころ軸受を使用する場合に比べて大きくなり、上記回転支持装置全体として大型化してしまう。本発明の回転支持装置は、この様な事情に鑑みて発明したものである。

【0009】

【課題を解決するための手段】本発明の回転支持装置は、その外周面に固定したはずば歯車と共に回転する回転軸と、この回転軸を固定部分に対し回転自在に支持する為の転がり軸受とを備える。そして、この転がり軸受は、転動体が円筒ころであり、この円筒ころの軸方向端面と軌道輪の周面端部に設けた鏝部の内側面との係合に基づいてアキシャル荷重を支承する円筒ころ軸受である。

【0010】そして、上記はずば歯車の振れ角が6～25度であり、上記鏝部の内側面の断面形状は直線である。且つこの内側面は、外径側に向かう程この鏝部を設けた軌道輪の軸方向外方に向かう方向に傾斜しており、上記円筒ころの軸方向端面で上記鏝部の内側面に対向する部分にクラウニングが施されている。そして、好ましくは上記鏝部の内側面が、この鏝部を設けた軌道輪の中心軸に対し直交する仮想平面に対し傾斜している角度が15～65分であり、円筒ころの軸方向端面のクラウニングの半径が、この円筒ころの直径の25～100倍である。更に好ましくは、上記鏝部の内側面と円筒ころの軸方向端面とが、この鏝部の内側面のうちで径方向中央付近で互いに当接する。

【0011】

【作用】上述の様に構成する本発明の回転支持装置によれば、組み付け作業を容易に行なえ、しかもはずば歯車の噛合に基づいて発生するアキシャル荷重を支承できる。即ち、回転軸を固定部分に対し支持する為の転がり軸受として、円筒ころ軸受を使用する為、これら各円筒ころ軸受を上記回転軸と固定の部分との間に組み付ける際の調整作業が容易になる。又、鏝部の内側面と円筒ころの軸方向端面との係合により、上記アキシャル荷重を支承できる。

【0012】しかも、本発明の回転支持装置の場合には、アキシャル荷重を支承しつつ互いに滑り接触する、鏝部の内側面と円筒ころの軸方向端面との形状を規制している為、これら両面同士の係合部に、かじりや焼き付き等の損傷が発生しにくくなる。これに伴って、大きなアキシャル荷重の支承が可能となり、上記はずば歯車部分の設計の自由度が向上する。

【0013】次に、本発明を規制した各数値の限定理由に就いて説明する。先ず、はずば歯車の振れ角を6～25度の範囲に限定した理由に就いて、図1により説明す

る。この図1は、はずば歯車の振れ角 $\beta$ と、ラジアル荷重とアキシャル荷重との比 $\eta$  ( $\eta$ =アキシャル荷重/ラジアル荷重)との関係を示している。尚、この比 $\eta$ は、回転支持装置の諸元(寸法、複数個設ける円筒ころ軸受同士のスパン、はずば歯車のピッチ円直径等)に応じて或る程度変動する。この為、上記図1には、上記比 $\eta$ に、或る程度領域を持たせている。

【0014】本発明の回転支持装置を構成する、円筒ころの軸方向端面と軌道輪の周面端部に設けた鏝部の内側面との係合に基づいてアキシャル荷重を支承する円筒ころ軸受(アキシャル荷重支承用鏝付円筒ころ軸受)の場合、一般的には、上記比 $\eta$ が0.2以上となる(アキシャル荷重の割合が大きい)様な荷重条件下では、鏝部の内側面と円筒ころの軸方向端面との当接部での滑り摩擦に基づいて、この当接部での発熱量が多くなったり、かじり、焼き付き等の損傷が生じ易くなる。従って、上記比 $\eta$ が0.2以上となる、上記振れ角 $\beta$ が6度以上の場合には、使用されるアキシャル荷重支承用鏝付円筒ころ軸受に特別な配慮が必要となる。反対に、上記比 $\eta$ が0.2未満の場合には、運転時の発熱量は限られたものとなり、上述の様な損傷が発生しにくい為、特別な考慮は不要である。そこで、上記はずば歯車の振れ角 $\beta$ の下限値を6度とした。

【0015】これに対して、上記ラジアル荷重とアキシャル荷重の比 $\eta$ が0.8を超える様な領域では、アキシャル荷重支承用鏝付円筒ころ軸受では適応できず(異常発熱やかじり、焼き付き等の損傷を防止できず)、他のスラスト軸受との組み合わせが必要となる。この様な場合には、円筒ころ軸受がアキシャル荷重を支承する必要がなくなり、上述の様な特別な配慮は不要になる。図1から明らかな通り、上記振れ角 $\beta$ が25度以上の場合には、回転支持装置の諸元によっては上記比 $\eta$ が0.8を超えてしまう。そこで、上記はずば歯車の振れ角 $\beta$ の上限値を25度とした。

【0016】次に、鏝部の内側面の断面形状を規制し、円筒ころの軸方向端面にクラウニングを施す理由に就いて説明する。本発明の回転支持装置を組み込む鉄道車両の場合、高速化により駆動モータ6(図10)の回転速度が増大し、これに伴って円筒ころ軸受の使用条件が厳しくなっている。鏝部の内側面を、外径側に向かう程この鏝部を設けた軌道輪の軸方向外方に向かう方向に(鏝を外開きにさせて)傾斜させると共に、円筒ころの軸方向端面の一部で上記鏝部の内側面に当接する部分にクラウニングを施す事は、アキシャル荷重支承用鏝付円筒ころ軸受により、ラジアル荷重だけでなくアキシャル荷重も受けると言った、厳しい荷重条件の下で、上記アキシャル荷重支承用鏝付円筒ころ軸受を高速で運転した場合にもかじり、焼き付き、異常摩耗等の損傷が発生するのを防止する為に有効である。上記内側面と軸方向端面とをこの様な形状にする事により、これら両面同士の当接

部の周辺に、この当接部に向かう程厚さが小さくなる楔状の空間が形成される。そして、上記当接部の周囲に存在する潤滑油が、上記円筒ころの回転に伴って上記空間内に取り込まれ、上記当接部に強固な油膜を形成する。この結果、この当接部で金属接触が発生するのを防止して、上述した、かじり、焼き付き、異常摩耗等の損傷が発生する事を有効に防止できる。

【0017】しかも、上述の様な、断面形状が直線状である鏝部の内側面と、円筒ころの軸方向端面に施したクラウニングとによれば、この内側面の傾斜角度とクラウニングの半径との組み合わせにより、上記両面同士が当接する当接部の位置を、上記内側面の径方向に関して任意の高さに設定できる。この為、この当接部の潤滑状態を良好にする為の設計が容易になる利点がある。

【0018】即ち、鉄道車両用の駆動装置のうち、特に駆動小歯車5を固定した駆動軸4をハウジング9に対し回転自在に支持する為の円筒ころ軸受の潤滑は、上記駆動小歯車5と噛合した従動大歯車3が上記ハウジング9（図10、11）内に存在する潤滑油を跳ね上げた事で飛散した霧状の潤滑油で行なう。この様な潤滑状態は、上記円筒ころ軸受にとっては厳しいものである（十分な潤滑方法と言えない）。特に、寒冷期に於ける車両の始動時には、低温の為に上記ハウジング9内の潤滑油の粘度が高くなっており、潤滑油が飛散しにくい為に、各軸受に十分な量の潤滑油を供給できない場合がある。この様な事情を考慮した場合、上記駆動軸4をハウジング9に対し回転自在に支持する為の円筒ころ軸受では、上記両面同士が当接する当接部の位置を、潤滑の面から考えて最適な場所に設定する事が望ましい。本発明は、この様な要求に対し、十分に対応できる。そこで、上記当接部の最適位置に就いて、図2により説明する。

【0019】図2に示す様に、上記円筒ころ軸受を構成する軌道輪12の端面の端部に形成した鏝部13の内側面14が、この鏝部13を設けた軌道輪12の中心軸に対し直交する仮想平面（軌道面の法線）に対し傾斜している角度を $\theta$ とし、円筒ころ15の軸方向端面16に施したクラウニングの半径を $r$ とする。この軸方向端面16と上記内側面14との当接部には周知の接触楕円が存在する事になるが、この接触楕円の形状及び大きさは、上記傾斜角度 $\theta$ とクラウニングの半径 $r$ とにより決定される。そこで、上記接触楕円の位置、並びに形状及び大きさを最適にすべく、上記傾斜角度 $\theta$ とクラウニングの半径 $r$ とを規制する。

【0020】尚、実際に上記円筒ころ軸受の設計を行なう際には、使用条件を十分考慮した上で、上記傾斜角度 $\theta$ とクラウニングの半径 $r$ とを決定する必要がある。円筒ころ軸受の場合、一般的には、上記内側面14と軸方向端面16との当接点位置を計算するのに、アキシャル荷重を負荷しない状態、即ち、これら両面同士が極く軽く当接した状態での位置を計算する。これに対して、ア

キシャル荷重が負荷されると、上記両面同士の当接位置は、上記円筒ころ軸受の内部隙間や、上記円筒ころ15のチルト等の影響により、無負荷状態の場合に対して変化してしまう。更に、上記アキシャル荷重の大小により、接触楕円の大きさが変化する。

【0021】従って、それぞれがはすば歯車である、前記駆動小歯車5と従動大歯車3との噛み合いにより、大きなアキシャル荷重が負荷される円筒ころ軸受の場合には、このアキシャル荷重による当接点位置の変化や、接触楕円の大きさを考慮して、当接点の位置を決定する必要がある。特に高度の信頼性が求められる鉄道車両を駆動する為の歯車伝達装置に組み込む円筒ころ軸受の場合には、焼き付き等の不具合の発生を抑える為に、比較的大きなアキシャル荷重が負荷された場合を想定して、上記傾斜角度 $\theta$ とクラウニングの半径 $r$ とを決定する必要がある。

【0022】尚、上記当接部に形成される接触楕円の大きさを理論的に求めた場合、条件によっては、この接触楕円の大きさが前記鏝部13の内側面14からはみ出す場合がある。実際には、はみ出した部分には荷重が加わらない（實際上、当該部分には接触楕円となるべき部分が存在しない）為、実際に当接している部分の面圧が増大するだけでなく、鏝部13の周縁部分やこの鏝部13の基端部に形成した逃げ溝17の端縁部分で、エッジロードに基づく過大面圧が加わり易くなる。この様な過大面圧は、異常摩耗やかじり等の損傷を起こす原因となる為、好ましくない。これに対して、上記アキシャル荷重の大きさによっては、上記鏝部13の内側面14から接触楕円の一部（著しい場合には半分程）がはみ出す事も考えられる。この様な場合に生じる不都合をなくす為に、上記当接点の位置は、上記鏝部13の径方向に関して、この鏝部13の内側面14の中央付近に配置する事が好ましい。この様に配置すれば、アキシャル荷重に基づいて、仮に上記接触楕円が上記内側面14からはみ出しても、そのはみ出し量を最小限に抑える事ができる。

【0023】

【発明の実施の形態】図3は、本発明の回転支持装置を実施する場合に好適な構造として、特開2000-18342号公報に記載された鉄道車両用駆動装置を示している。回転軸である駆動軸4は、その中間部外周面に固定したはすば歯車である駆動小歯車5と共に回転する。固定部分であるハウジング9と、上記駆動軸4の中間部及び先端部（図3の右端部）との間に1対の円筒ころ軸受18a、18bを設けて、上記駆動軸4を上記ハウジング9に対し回転自在に支承している。又、上記駆動小歯車5と噛合した、やはりはすば歯車である従動大歯車3を固定した車軸2も、上記ハウジング9に対し、1対の円筒ころ軸受18a、18bにより支承している。

【0024】これら各円筒ころ軸受18a、18bは、回転体として円筒ころ15、15を使用するものであ

る。円筒ころ軸受の場合、一般的にはラジアル荷重を支承できてもアキシャル荷重は支承できないが、上記公報に記載された回転支持装置の場合、上記各円筒ころ軸受18a、18bのうち、少なくとも一方(図示の例では図3の右方)の円筒ころ軸受18aとして、上記円筒ころ15の軸方向端面と軌道輪の周面端部に設けた鏝部の内側面との係合に基づいて、上記アキシャル荷重を支承自在なものを使用している。この為に図示の例では、上記一方の円筒ころ軸受18aとして、図4(A)に示す様に、両方向のアキシャル荷重を支承できるものを使用している。即ち、外輪19の内周面両端部に形成した1対の内向鏝部20、20の内側面と上記円筒ころ15の軸方向両端面とを対向させて、この円筒ころ15と上記外輪19との間で両方向のアキシャル荷重を支承自在としている。又、内輪21の外周面一端部(図4の左端部)に形成した外向鏝部22の内側面及び、この内輪21の他端面(図4の右端面)に突き当たった鏝輪23の内側面と、上記円筒ころ15の軸方向両端面とを対向させて、この円筒ころ15と上記内輪21及び鏝輪23を外嵌固定した部材(駆動軸4又は車軸2)との間で両方向のアキシャル荷重を支承自在としている。この構成により、これら駆動軸4又は車軸2に加わるアキシャル荷重を、上記外輪19を内嵌固定したハウジング9により支承自在としている。

【0025】尚、上記駆動軸4及び車軸2は、それぞれ1対ずつの円筒ころ軸受18a、18bにより支承するので、これら各円筒ころ軸受18a、18bとして、図4(B)に示す様に、一方向のアキシャル荷重のみを支承できる円筒ころ軸受18cを使用する事もできる。図示の例では、内輪21aとして、外周面片端部(図10の右端部)に外向鏝部22を設け、図4(A)に示す様な鏝輪23を設けないものを使用する。この様な構造を使用する場合には、1対の円筒ころ軸受18cが支承可能なアキシャル荷重の方向を、互いに逆にする。更に、図4(C)(D)に示す様に、図4(A)(B)に示した構造に対して、径方向に関して内外を逆にした円筒ころ軸受18d、18eを使用する事もできる。

【0026】何れにしても、上記駆動軸4及び車軸2をハウジング9に対し支持する為の転がり軸受として、円筒ころ軸受18a、18b(又は18c、18d、18e。以下同じ。)を使用する為、これら各円筒ころ軸受18a、18bを上記駆動軸4及び車軸2とハウジング9との間に組み付ける際の調整作業が容易になる。又、前記駆動小歯車5と前記従動小歯車3との噛合に伴って発生するアキシャル荷重を円筒ころ軸受18bを構成する円筒ころ15、15の軸方向端面と内向鏝部20の内側面及び外向鏝部22又は鏝輪23の内側面との係合に基づいて支承できる。

【0027】更に本発明の場合には、上述した様に、駆動小歯車5(又は従動大歯車3、以下同じ)をその外周

面に固定した駆動軸4(又は車軸2、以下同じ)をハウジング9に対し、円筒ころ軸受18a、18bにより回転自在に支持する構造で、前述の図2に示す様に、鏝部13(内向鏝部20と外向鏝部22との総称)の内側面14を、外径側に向かう程この鏝部13を設けた軌道輪(外輪19と内輪21、21aとの総称)の軸方向外方に向かう方向に傾斜させると共に、円筒ころ15の軸方向端面16にクラウニングを施す事により、この軸方向端面16と上記内側面14との擦れ合い部分の潤滑性を良好にしている。

【0028】そこで、この擦れ合い部分の潤滑性を良好にする為に、上記鏝部13の内側面14の傾斜角度 $\theta$ と、円筒ころ15の軸方向端面16のクラウニングの半径 $r$ との最適値を計算した場合に就いて説明する。計算の前提として、はすば歯車である上記駆動小歯車5の咬れ角を20度であると仮定した。この場合に於けるラジアル荷重とアキシャル荷重との比 $n$ は、前述の図1から明らかな通り、約0.5である。尚、上記クラウニングの半径 $r$ は、円筒ころ15の直径 $D$ に対する割合として無次元化した。即ち、クラウニングの半径の絶対値を $R$ とした場合に、 $r=R/D$ とした。又、クラウニングの曲率半径の中心は、円筒ころ15の中心軸 $\alpha$ (図2)上に存在するとした。又、鉄道車両を駆動する為の歯車伝達装置に組み込む回転支持装置の場合、上記円筒ころ軸受18a(18b)の内輪21(21a)の回転速度は、鉄道車両により異なるが、今回の計算の前提としては、4000min<sup>-1</sup>程度とした。

【0029】上述の様な条件の下で、上記傾斜角度 $\theta$ と上記クラウニングの半径 $r$ とを異ならせた、次の①～③の3通りの場合に就いて、それぞれの場合に於ける上記内側面14と軸方向端面16との当接位置等を計算により求めた。

①  $\theta=20$ 分、 $r=75$

②  $\theta=20$ 分、 $r=90$

③  $\theta=20$ 分、 $r=60$

【0030】このうち、上記①の場合に於ける上記両面14、16同士の当接位置は、図5(A)の様に、同じく上記②の場合に於ける当接位置は図5(B)の様に、同じく上記③の場合に於ける当接位置は図5(C)の様に、それぞれなる。尚、図5(A)～(C)にそれぞれ2本ずつ表示した鎖線のうち、外径側の鎖線は、鏝部13の内側面14の外周縁部に形成した面取りの内径側端部を、内径側の鎖線は、逃げ溝17(図2参照)の外径側端部を、それぞれ表している。又、図5は、鏝部13が内輪21(21a)の外周面端部に形成した外向鏝部である場合に就いて示しているが、外輪19の内周面端部に形成した内向鏝部である場合も同様である。

【0031】上記①～③の場合を考察すると、次の通りである。まず、①の場合には、図5(A)に示す様に、当接点が鏝部13の内側面14の径方向中央付近に位置

10

20

30

40

50

し、同図の斜格子で示した接触楕円24の中心も、この内側面14の中央付近に位置している。この結果、この接触楕円24の大部分がこの内側面14内に納まっている。逆に言えば、この接触楕円24が上記内側面14からはみ出す量が少なく、はみ出し部分の基端部で発生するエッジロードも小さく抑えられる。即ち、上記接触楕円24部分での当接圧は、中心部で大きく、周縁部で小さくなる為、上記はみ出し部分が接触楕円24の端部に位置する場合には、上記エッジロードが小さくなる。この為、鉄道車両を駆動する為の歯車伝達装置に組み込む

10 回転支持装置の様な、厳しい使用条件下でも、かじり、焼き付き、異常摩耗等の損傷が発生しにくくなる。  
【0032】これに対して、前記②の場合には、図5(B)に示す様に、当接点が鏝部13の内側面14の基端付近に位置しており、接触楕円24の中心も、この内側面14の基端付近に位置している。即ち、この接触楕円24はこの内側面14の基端寄り部分に位置しており、この接触楕円24が上記内側面14からはみ出す量は、上述した①の場合よりも大きく、はみ出し部分が上記接触楕円の中央部にまで達する。この為、上記②の場合

20 には、上述した①の場合に比べて、上記はみ出し部分の基端部で発生するエッジロードが大きく、かじり、焼き付き、異常摩耗等の損傷が、上記①の場合よりも発生し易くなると考えられる。  
【0033】更に、前記③の場合には、図5(C)に示す様に、当接点が鏝部13の内側面14の先端付近に位置しており、接触楕円24の中心も、この内側面14の先端付近に位置している。即ち、この接触楕円24はこの内側面14の先端寄り部分に位置しており、この接触楕円24が上記内側面14からはみ出す量は、上記②の

30 場合と同様に、前述した①の場合よりも大きい。この為、上記③の場合も、前述した①の場合に比べて、上記はみ出し部分の基端部で発生するエッジロードが大きく、かじり、焼き付き、異常摩耗等の損傷が、上記①の場合よりも発生し易くなると考えられる。  
【0034】以上に述べた様に、鏝部13の内側面14からの接触楕円24のはみ出しに注目して、上記①～③の場合を検証すると、①の様に、接触楕円24の中心を上記内側面14の径方向中央に位置させる事が好ましい。又、焼き付き、かじり、異常摩耗等の損傷を防止する為には、PV値を低くする事が好ましい事が、一般的に知られている。そこで、上記①～③の場合に就いて、鏝部13の内側面14と円筒ころ15の軸方向端面16とのPV値を計算により求めた。その計算結果を、図6に示す。

【0035】この図6から明らかな通り、PV値は、接触楕円24の中心を鏝部13の内側面14の径方向中央に位置させる①の場合が最も小さく、次いで周速(V)が小さい内側面14の基端寄りに接触楕円24が存在する②となる。周速が大きな内側面14の先端寄り部分に

接触楕円24が存在する③の場合には、PV値が最も大きくなる。この様に、PV値の面から検討しても、鏝部13の内側面14の傾斜角度 $\theta$ と、円筒ころ15の軸方向端面16のクラウニングの半径 $r$ との組み合わせは、上記①が最も好ましいと言える。

【0036】この様に、前記①～③の3通りの場合に就いての、鏝部13の内側面14からの接触楕円24のはみ出しと、PV値とを比較すれば明らかな通り、①の如く、当接点位置を上記内側面14の径方向の中央に配置すれば、接触楕円24のはみ出しを最小限に抑えると共にPV値を小さくできて、かじり、焼き付き、異常摩耗等の損傷の発生を有効に防止できる。具体的には、上記内側面14の傾斜角度 $\theta$ を20分とした場合には、上記軸方向端面16のクラウニングの半径 $r$ を約75にすれば、これら両面14、16の当接点が上記内側面14の径方向に関して中央に位置し、上記接触楕円24のはみ出しを最小限に抑えると共に、上記PV値を小さく抑える事ができる。

【0037】尚、上記両面14、16同士の当接点の位置を、このうちの内側面14の径方向中央に位置させられる組み合わせは、多く存在するが、上記当接点をこの内側面14の径方向中央に位置させる為には、上記傾斜角度 $\theta$ と上記半径 $r$ とをどのような範囲から選んでも良い訳ではない。これら傾斜角度 $\theta$ と半径 $r$ とは、他の部分等との関係でも規制される。この点に就いて、以下に説明する。

【0038】先ず、図7は、上記両面14、16同士の当接点の位置を、上記傾斜角度 $\theta$ 及び上記半径 $r$ との関係で表している。尚、この当接点の位置は、上記内側面14の基端側に存在する軌道面からの径方向距離である、当接点高さ $h$ として表している。尚、この当接点高さ $h$ は、絶対値を前記円筒ころ15の外径 $D$ (図2)により除する事により、無次元化している。又、図7にその結果を示した計算は、本発明の回転支持装置を、鉄道車両を駆動する為の歯車伝達装置に組み込んだ場合に作用すると考えられるラジアル荷重及びアキシャル荷重を考慮したものである。

【0039】本発明の対象となる回転支持装置を構成する円筒ころ軸受18a、18bの場合、鏝部13の高さ $H$ (図2)は、一般的に円筒ころ15の直径 $D$ の20%程度( $H \approx 0.2D$ )である。従って、前述した接触楕円24のはみ出しを最小限に抑えるべく、上記両面14、16の当接点の位置を、鏝部13の高さ $H$ の中央付近に配置する為には、上記当接点高さ $h$ を0.1程度に設定する必要がある。この様に当接点高さ $h$ を0.1程度に設定する事が定まれば、上記図7から、前記傾斜角度 $\theta$ に応じた、前記クラウニングの曲率半径 $r$ の値を求める事ができる。例えば、この傾斜角度 $\theta$ を60分と仮定した場合には、クラウニングの曲率半径 $r$ の最適値は25となる。これに対して、上記傾斜角度 $\theta$ を70分と



仮定した場合には、上記両面14、16の当接点を上記鏝部13の内側面14の径方向中央に位置させようとした場合には、上記曲率半径 $r$ が25よりも小さい値になる。この曲率半径 $r$ の値が小さくなり過ぎる事は、前記PV値を小さくする面から、好ましくない。この点に就いて、図8により説明する。

【0040】この図8は、横軸にクラウニングの曲率半径 $r$ を、縦軸に上記両面14、16の当接圧を、それぞれ表している。そして、実線は上記傾斜角度 $\theta$ が10分である場合の関係を、破線は同じく60分である場合の関係を、それぞれ表している。この様な図8から明らかな通り、上記クラウニングの曲率半径 $r$ を小さくすると、上記両面14、16の当接部の面圧が大きくなり、PV値を上昇させる原因となる。従って、上記曲率半径 $r$ は、この面圧、延いてはPV値の上昇を抑える為に、25以上である事が好ましい。前述した通り、曲率半径 $r$ が25は、上記傾斜角度 $\theta$ が60分である場合の最適値である。逆に言えば、この曲率半径 $r$ が25である場合の傾斜角度 $\theta$ の最適値は60分である。従って、この傾斜角度 $\theta$ としては、60分以上の値は必要ないが、実際の場合には、加工上不可避な加工誤差を最大5分と見積って、上記傾斜角度 $\theta$ の上限値を65分とする。

【0041】上記傾斜角度 $\theta$ の上限値は、上述した様に65分とするが、この傾斜角度 $\theta$ の下限値は、上記両面14、16の当接部に存在する接触楕円24（図5）のはみ出し量を抑える面から規制する。この点に就いて、図7及び図9により説明する。上記傾斜角度 $\theta$ を小さくすると、図7から明らかな通り、上記両面14、16同士の当接部の位置を鏝部13の内側面14内に位置させようとした場合（前記当接点高さ $h$ を0.2以下、更に好ましくは0.1程度にする場合）には、上記曲率半径 $r$ を大きくする必要がある。ところが、この曲率半径 $r$ を大きくすると、上記両面14、16の当接部の面圧が減少する代わりに、この当接部に存在する接触楕円24が大きくなり、上記内側面14の内外両周縁からこの接触楕円24がはみ出す、はみ出し量が大きくなってしま

う。

【0042】図9に、上記接触楕円24の面積に対するはみ出し量の比 $\varepsilon$ （はみ出し量/限りなく大きなつば面と接触し、はみ出し量が零であると仮定した場合に於ける接触楕円24の面積）と、上記クラウニングの曲率半径 $r$ との関係を示す。尚、この図9の場合も、前述の図8の場合と同様に、実線は上記傾斜角度 $\theta$ が10分である場合の関係を、破線は同じく60分である場合の関係を、それぞれ表している。上記両面14、16同士の当接部の面圧、並びにエッジロードの上昇を抑える為に、一般的には上記はみ出し量の比 $\varepsilon$ の上限値は0.5とすべきである。上記曲率半径 $r$ を100以上とすると、上記傾斜角度 $\theta$ を上限値である65分程度とした場合に、上記はみ出し量の比 $\varepsilon$ が0.5を超えてしまう。そ

で、上記曲率半径 $r$ の上限値を100とする。

【0043】又、上記曲率半径 $r$ が大きくなると、前記円筒ころ15の軸方向端面16のクラウニング部の形状の変化が緩やかになり、変化量が少なく測定が困難となる。このような事態は、工程管理上好ましくない。上記曲率半径 $r$ を100とした場合、実際に使用される円筒ころ軸受の諸元より換算すると、上記軸方向端面16の形状の変化量が数 $\mu\text{m}$ 単位となる。そして、上記曲率半径 $r$ が100を越える領域では、この変化量が $\mu\text{m}$ 以下のオーダーとなって、測定誤差による影響が大きくなる。従って、上記クラウニングの曲率半径 $r$ として、100を越える値を採用する事は好ましくない。

【0044】次に、上記傾斜角度 $\theta$ の下限値に就いて説明する。上記曲率半径 $r$ の上限値である100を少し超える値を採用した場合、例えば、前述の図7中、 $r=108$ の直線を見た場合、上記傾斜角度 $\theta$ を15分とすれば、前記両面14、16同士の当接部が、前記鏝部13の内側面14の径方向中央付近になる（ $h=0.1$ 程度となる）。但し、上記傾斜角度 $\theta$ を10分以下にすると、上記両面14、16同士の当接点の位置が、上記鏝部13の内側面14から外れてしまう（前記当接点高さ $h$ が0.2を超えてしまう）。従って、上記傾斜角度 $\theta$ を10分以下にする事はできない。又、前述した、接触楕円24の面積に対するはみ出し量の比 $\varepsilon$ を0.5以下にする面から、上記曲率半径 $r$ は100を越える値をとらない。従って、上記図7で $r=100$ の直線に着目すると、上記傾斜角度 $\theta$ が16分程度の場合に、上記両面14、16同士の当接点の位置が、上記鏝部13の内側面14の径方向中央に配置される事になる。又、上記両面14、16同士の当接点をこの内側面14内に配置する為には、上記傾斜角度 $\theta$ を12分以上にする必要がある。これらの事を考慮し、最大値の場合と同様に、加工上不可避な加工誤差を最大5分程度と見積って、上記傾斜角度 $\theta$ の下限値を15分とした。

【0045】以上に述べた、鏝部13の内側面14の傾斜角度 $\theta$ と、円筒ころ15の軸方向端面16のクラウニングの曲率半径 $r$ との、上限値及び下限値を整理すると、次の様になる。

傾斜角度 $\theta$ の範囲 : 15~65分

クラウニングの曲率半径 $r$ の範囲 : 25~100

尚、図7から明らかな通り、上記鏝部13の内側面14の傾斜角度 $\theta$ の値は、前記①~③の様な20分に限らず、30~40分、更には60分程度とした場合でも、クラウニングの曲率半径 $r$ の値を適切に規制する事により、上記両面14、16同士の当接点を、上記鏝部13の内側面14の径方向中央付近に位置させる事ができる。そして、前述の①と同様の接触状態を実現する事ができて、円筒ころ軸受18a（18b）に付加されるアキシャル荷重が比較的大きな場合でも、前記接触楕円24のはみ出しを最小限に抑える事が可能になる。即ち、

傾斜角度 $\theta$ が30分の場合に上記曲率半径 $r$ を50程度とし、傾斜角度 $\theta$ が40分の場合に上記曲率半径 $r$ を35程度とし、傾斜角度 $\theta$ が60分の場合に上記曲率半径 $r$ を25程度とする事により、上記両面14、16同士の間接点の位置を、上記鍔部13の内側面14の径方向中央付近に配置できる。そして、この内側面14から上記接触楕円24のはみ出す場合でも、はみ出しの量を最小限に抑える事が可能になる。

【0046】

【発明の効果】本発明は、以上に述べた通り構成され作用するので、鉄道車両を駆動する為の歯車伝達装置に組み込む回転支持装置の様に、潤滑条件の厳しい状態で高速運転される様な場合でも、かじり、焼き付き、異常摩耗等の損傷を防止して、上記回転支持装置の耐久性向上を図れる。

【図面の簡単な説明】

【図1】はほぼ歯車の捩れ角と発生するアキシャル荷重との関係を示す線図。

【図2】鍔部の内側面の傾斜角度 $\theta$ と円筒ころの軸方向端面のクラウニングの曲率半径 $r$ とを示す模式図。

【図3】本発明の実施の形態の対象となる回転支持装置の1例を示す、図10のA部拡大図。

【図4】本発明の対象となる回転支持装置に組み込む円筒ころ軸受の4例を示す部分断面図。

【図5】傾斜角度 $\theta$ と曲率半径 $r$ とにより、鍔部の内側面と円筒ころの軸方向端面との当接部に存在する接触楕円の位置が変化する状態の3例を、図2の左方から見た状態で示す図。

【図6】上記傾斜角度 $\theta$ と曲率半径 $r$ とが、上記当接部のPV値に及ぼす影響を示すグラフ。

【図7】上記傾斜角度 $\theta$ と曲率半径 $r$ と当接点高さ $h$ との関係を示す線図。

【図8】クラウニングの曲率半径 $r$ と面圧との関係を示す線図。

10

20

30

\*【図9】接触楕円のはみ出し量の比 $\varepsilon$ とクラウニングの曲率半径 $r$ との関係を示す線図。

【図10】本発明の対象となる回転支持装置を組み込む、鉄道車両を駆動する為の歯車伝達装置の1例を示す略断面図。

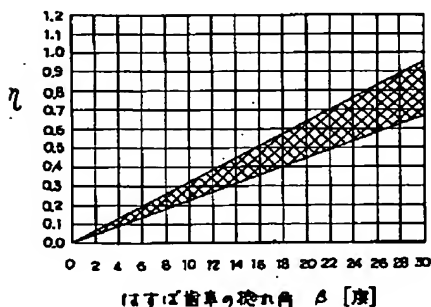
【図11】従来構造の1例を示す、図10のA部拡大図。

【符号の説明】

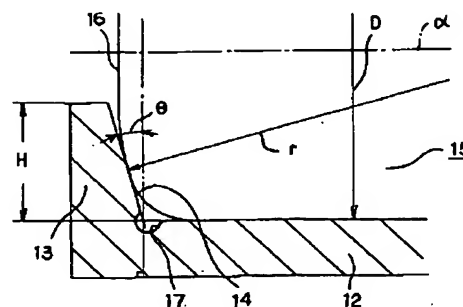
- 1 車輪
- 2 車軸
- 3 従動大歯車
- 4 駆動軸
- 5 駆動小歯車
- 6 駆動モータ
- 7 出力軸
- 8 継手
- 9 ハウジング
- 10、10a 円筒ころ軸受
- 11、11a 玉軸受
- 20 12 軌道輪
- 13 鍔部
- 14 内側面
- 15 円筒ころ
- 16 軸方向端面
- 17 逃げ溝
- 18a、18b、18c、18d、18e 円筒ころ軸受
- 19 外輪
- 20 内向鍔部
- 30 21、21a 内輪
- 22 外向鍔部
- 23 鍔輪
- 24 接触楕円

\*

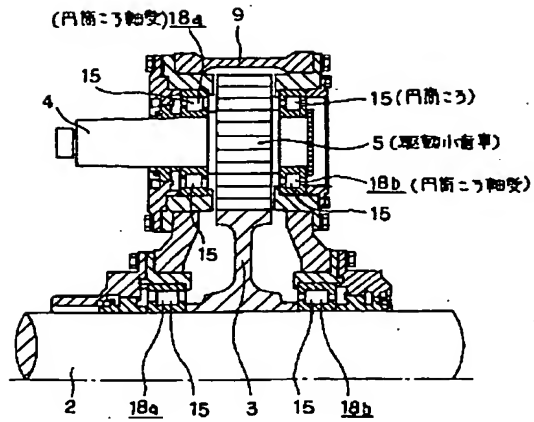
【図1】



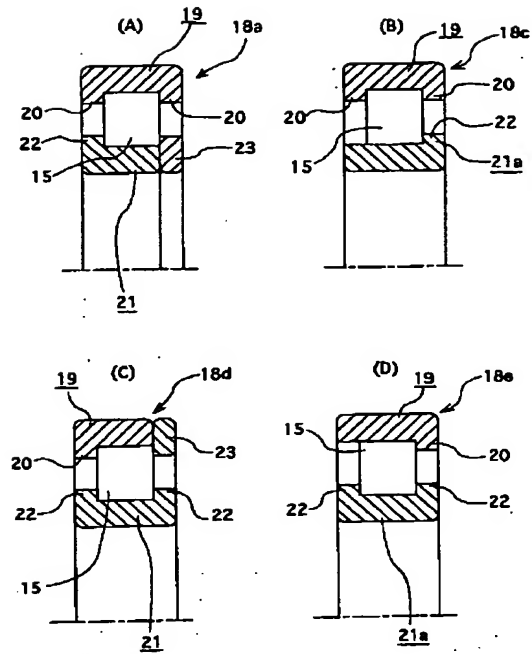
【図2】



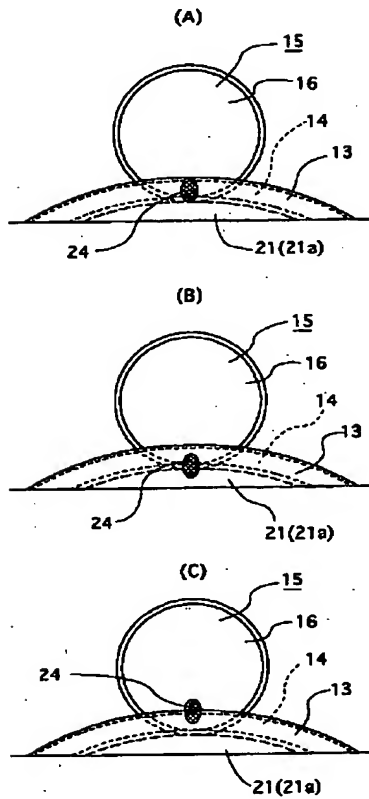
【図3】



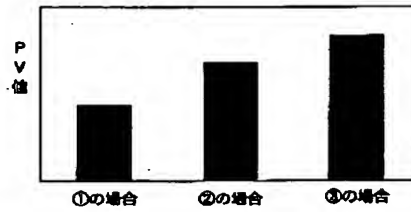
【図4】



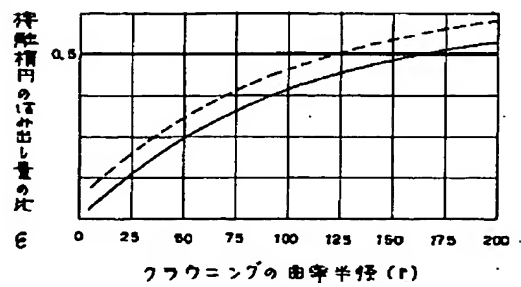
【図5】



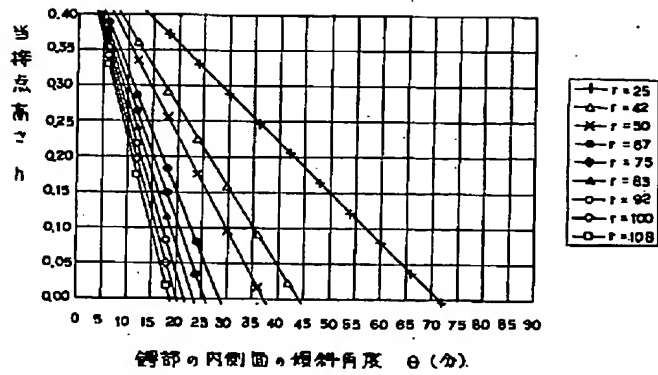
【図6】



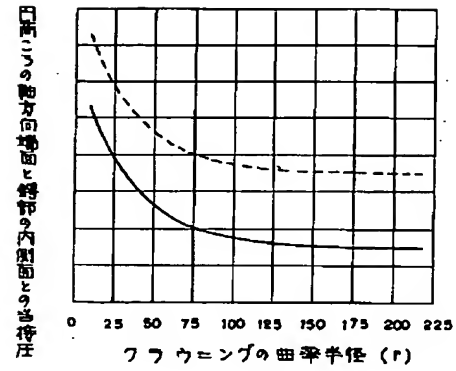
【図9】



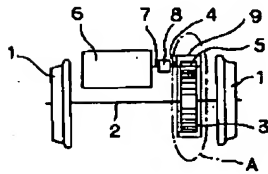
【図7】



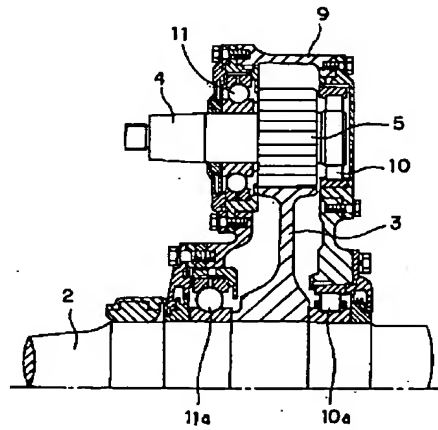
【図8】



【図10】



【図11】



フロントページの続き

Fターム(参考) 3J009 DA16 DA17 EA04 EA05 EA12  
EA21 EA32 EB23 FA03  
3J101 AA13 AA42 AA54 AA62 BA53  
BA54 BA57 CA04 FA32 FA33  
FA44 GA02

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning  
Operations and is not part of the Official Record**

**BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ BLACK BORDERS
- ☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☒ FADED TEXT OR DRAWING
- ☐ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☐ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☒ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☐ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: \_\_\_\_\_

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.**